

摘要.....2.....

第一章 绪论3.....

1.1 项目背景.....3.....

1.2 相关技术介绍.....3.....

1.2.1 调频技术.....3.....

1.2.2 阻尼隔声技术.....4.....

1.2.3 亥姆霍兹共振原理.....4.....

第二章 项目总体设计方案4.....

2.1 基本思路.....4.....

2.2 设计目标.....5.....

2.2.1 吸声原理和吸声板的设计.....5.....

2.2.2 隔声原理和隔声板的设计.....6.....

2.3 降噪板的总体结构.....7.....

第三章 项目的创新点和科学性8.....

3.1 创新点.....8.....

第四章 降噪板设计9.....

4.1 声学设计.....9.....

4.2 减振设计.....19.....

4.3 外观和结构设计.....22.....

4.4 通风散热设计.....23.....

第五章 工程实例24.....

5.1. 螺杆压缩制冷机组噪声.....24.....

5.1.1 概况.....24.....

5.2 振动、噪声测量与分析.....24.....

5.2.1 噪声测量.....26.....

5.2.2 振动测量.....27.....

5.3 其它.....29.....

5.3.1 噪声源分析.....29.....

5.3.2 隔振、降噪措施.....30.....

第六章 作品的前景与展望33.....

6.1 经济效益.....33.....

6.2 环境效益.....33.....

6.3 未来展望.....33.....

参考文献.....34.....

附录.....34.....

摘要

噪声作为环境污染的第三大公害，一直困扰着人们。随着近代工业和交通运输业的飞速发展，噪声问题日益突出。噪声不仅可以致人耳聋，而且还可能引起心血管和神经系统等疾病，因此，如何有效的降噪成为了当今社会人们关注的主要问题之一。

本论文首先叙述了噪声的产生原因，考虑到目前降噪板处理频带较窄，降噪效果不理想的问题，采用调频技术、阻尼隔声技术和亥姆霍兹共振原理使用吸声材料进行加工后制作吸声板，同时使用加工后的矿渣棉在涂抹阻尼漆之后作为隔声板，采用不同孔径并联的方式，通过选择板厚，设计孔径和穿孔率，优化空气层厚度选择高吸收系数的多孔吸声材料达到宽频带吸声降噪的目的。并且通过工程项目对实验前后的数据进行了测量和计算，证明了其降噪板比现在使用的降噪设施提高了 10dB 到 15dB。

关键词：宽频带 阻尼 降噪

第一章 绪论

1.1 项目背景

随着现代工业、建筑业和交通运输业的迅速发展,各种机械设备、交通运输工具在急剧增加,其产生的噪声也随之增加,严重危害人体健康,已经成为当今社会四大公害之一。常见的噪声有工业噪声、交通噪声和生活噪声三种。近年来,我国发生的多起噪声引发的事故无不使人触目惊心。降噪板的使用在一定程度上降低了噪声污染,但现今的降噪板存在降噪范围较窄,只能吸收某一小范围频率的噪声的局限性。针对这种情况,我们设计了宽频带复合式阻尼降噪板,使用吸声材料进行加工后制作吸声板,同时使用加工后的矿渣棉在涂抹阻尼漆之后作为隔声板,使之既能隔声还能吸声,最大化达到降噪目的。

1.2 相关技术介绍

1.2.1 调频技术

调频, 全称“频率调制”。使载波的瞬时频率按照所需传递信号的变化规律而变化的调制方法。调频(FM), 就是高频载波的频率不是一个常数, 是随调制信号而在一定范围内变化的调制方式, 其幅值则是一个常数。在频率调制技术中, 调制体的振幅同样对频率调制起关键作用, 调制体振幅影响着载波频率调制后变化的深度。在频率调制(FM)中, 载波的频率变化同样受调制体振幅大小变化的影响。

1.2.2 阻尼隔声技术

阻尼是指阻碍物体的相对运动，并把运动能量转变为热能的一种作用，阻尼材料是具有内损耗、内摩擦的材料，如沥青、软橡胶以及其它一些高分子涂料，阻尼隔声降噪即在振动结构上涂上或粘附上一层内摩擦阻力大的阻尼材料来抑振，降低辐射噪声。

1.2.3 亥姆霍兹共振原理

对于一个亥姆霍兹共鸣器而言，当其内部空气受到外界波动的强制压缩时，管道内的空气会发生振动性的运动，而空腔内的空气对之产生恢复力。在声波波长远大于共鸣器几何尺寸下，可以认为共鸣器内空气振动的动能集中于管道内空气的运动，势能仅与腔体内空气的弹性形变有关。这样，这个共鸣器是由管道内空气有效质量和腔体内空气弹性组成的一维振动系统，因而对施加作用的波动有共振现象，就是所谓的亥姆霍兹共振原理。

第二章 项目总体设计方案

2.1 基本思路

首先，我们根据理论计算，来设计降噪板的结构，然后进行仿真，利用具有一定吸声性能的穿孔矿棉板为基料，采用不同孔径并联的方式，通过选择板厚，设计孔径和穿孔率，优化空气层厚度，选用高吸收系数的多孔吸声材料来进行宽频带吸声。设计好模型结构后，到工厂生产降噪板，然后应用到工程上。

2.2 设计目标

针对目前降噪板处理频带较窄，降噪效果不理想的问题，我们根据噪声源频率特性调节降噪板的声学性能，通过将调频技术，阻尼隔声技术，共振腔技术，优化筛选技术的组合，设计出吸声性能更好的宽频带复合式阻尼降噪板。根据市场需求和前景，此降噪板具有既能隔声又能吸声，低成本，经济，环保等特点。

2.2.1 吸声原理和吸声板的设计

（1）吸声原理：

声波通过媒质或入射到媒体分界面上时声能的减少过程，称为吸声或声吸收。当媒质为空气，声波在空气中传播时，由于空气质点振动所产生的摩擦作用，声能转化为热能的损耗所引起的声波随传播距离增加逐渐衰减的现象，称为声吸收。当媒质分界面为材料表面时，部分声能被吸收，可称为材料吸声。

（2）吸声板设计：

宽频带组合式吸声板是根据亥姆霍兹共振理论，在具有一定厚度的板材上穿孔并结合一定厚度的空气层可以提高结构对低频噪声的降噪能力。同时为了兼顾对高频噪声的处理，将穿孔板与吸声材料复合。

2.2.2 隔声原理和隔声板的设计

(1) 隔声原理：

当具有一定能量的噪声入射到一个壁面上时，在声波的作用下，壁面按一定方式进振动，这部分声能称为透射声能，另外向外辐射噪声。对于大多数壁面来说，透射声能仅为入射声能的几百分之一，或者更小，而绝大部分声能被反射回去。

在噪声控制技术中，常采用透射系数 t_i 来表示壁面的隔声能力，透射系数就是透射声强与入射声强的比值。透射系数一般远小于1，约在 $10^{-5} \sim 10^{-1}$ 之间。为了计算方便通常采用 $10\lg\frac{1}{t_i}$ 来表示一个隔声构件的隔声能力，它称为隔声材料的固有隔声量或传声损失，记为 R ，单位为分贝，定义为：

$$R = 10\lg\frac{1}{t_i}$$

t_i 越小， R 的数值越大，壁面的隔声性能越好；相反，则隔声效果越差。

(2) 隔声板的设计：

用具有一定吸声性能的穿孔矿棉板为基料，采用不同孔径并联的方式，通过选择板厚，设计孔径和穿孔率，优化空气层厚度，同时，用厚度小于1mm的罩板加3-5倍罩板厚度阻尼涂层再加具有一定厚度的石膏板，作为隔声结构。

(3) 吸声材料:

优质的矿棉板，玻璃棉，岩棉等

2.3 降噪板的总体结构

降噪板通常是由穿孔（护面）板、吸声材料层、阻尼材料层和罩板组成。隔声部分主要用的是阻尼隔声板；吸声部分以宽频带组合式吸声板为基础，设计了宽频带吸声结构。在高频带区用具有良好吸声性能的超细玻璃棉和穿孔板复合；低频区以优质的矿棉板为基材，在具有一定厚度的板材上穿孔并结合一定厚度的空气层来提高结构对低频噪声的降噪能力。

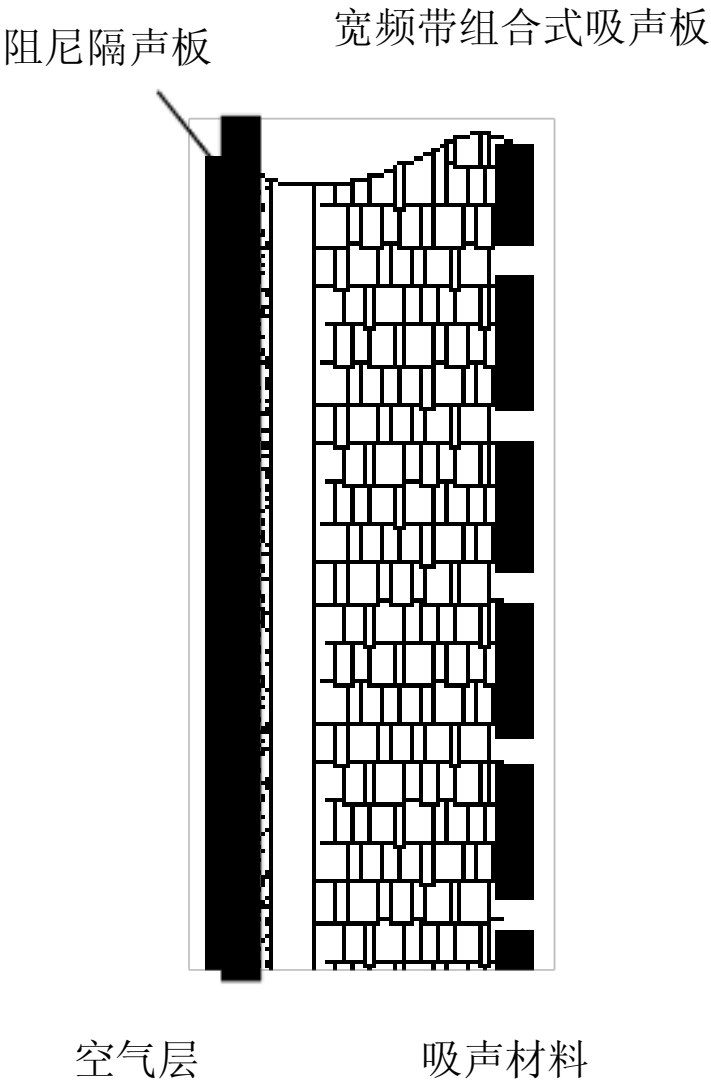


图 1 宽频带复合阻尼降噪板 1

第三章 项目的创新点和科学性

3.1 创新点 声场模拟，噪声测量仪，仿真 1

（1）一般的降噪板仅仅是将降噪和吸声进行简单的组合，无法有效地降低噪声污染，考虑到实际情况，我们集成设计思想富有创意，设计出一种符合现代社会需求的宽频带复合式阻尼降噪板，经成功测试后，市场应用前景非常广阔。

（2）国内外目前在降噪板面的研究很少，而且主要是集中的对于特定频率的降噪处理上，虽然这样做可以做到对于某一特定频率范围的有效降噪，但应用范围却极为有限。在此基础上，我们设计了一种吸收效果更好，频带更宽的宽频带复合式阻尼降噪板。

（3）降噪工程中的隔声构件通常采用的是阻尼漆加钢板的组合方式，由此引发的钢板越厚，造价越高，现场施工越困难等问题也随之产生。而我们的降噪板是在对矿渣棉进行处理后制作的，属于废弃物的重复利用，所以成本相对更低，加之复合式阻尼降噪板质量轻便，易于安装，这些优点可以扩大降噪板的应用范围

第四章 降噪板设计

根据噪声治理现场情况的不同，我们大体将隔声罩的设计过程分为声学设计、减振设计、外观设计、结构设计、通风散热设计五个方面：

4.1 声学设计

声学设计主要包括噪声信号的测量、噪声频带成分分析、噪声源分析、噪声声场的模拟以及吸声隔声结构的确定。一般大型动力设备的结构以及所处的环境都比较复杂，由一次声源以及一次声源经反射等因素产生噪声声场非常复杂。为了准确的分析大型动力设备的噪声成分，我们应用小波提取噪声的特征信号，然后应用盲分离技术来分析设备不同组成部分的噪声源特征。

由于采集到的噪声信号信噪比低、背景噪声大且信号多是机组混合噪声难以分辨真实声源，因此所采集的声学信号中隐藏了大量虚假无用的信号影响我们的判断。小波分析由于其基函数的自动伸缩和平移特性，现在已经成为信号分析的重要工具，我们以小波分析理论为基础，对采集的噪声信号进行特征提取，滤掉占总能量比例很小且对降噪效果影响不大的干扰信号，提取的特征信号作为盲源分离的输出信号，来分析机组不同部位的噪声源特性。

盲源分离是一种功能很强的信号处理方法，由于采集到的信号往往是未知的多输入多输出线性系统的信号，如果没有任何其他先验信息，仅根据源信号相互之间的统计独立性质，利用采集到的信号把混迭在

一起的源信号分开,称为盲源分离(BSS)。“盲源”有两重义:(1)源信号不能被观测;(2)源信号如何混合未知的。这些正符合大型动力设备的噪声特性。

盲源分离噪声信号的模型如下图:

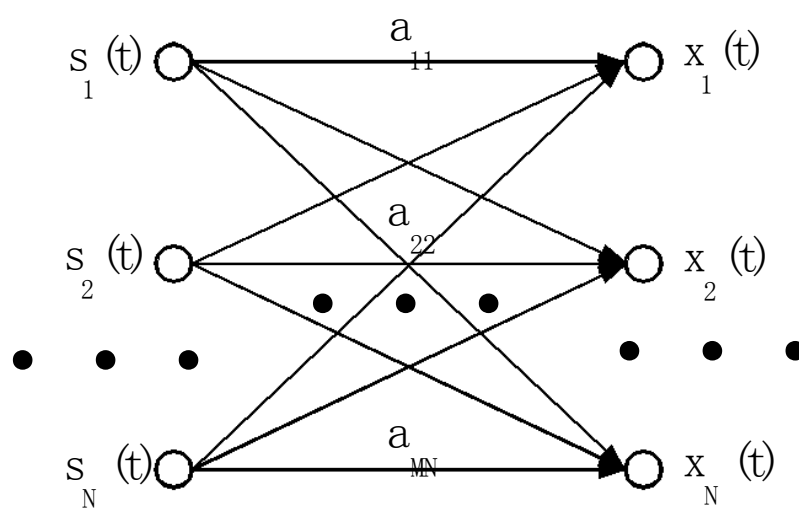


图3 盲源分离噪声信号的模型

设 $x_j(t)$ 是一组采用 N 个传感器阵列直接获得的经过小波分析特征提取出来的 N 维噪声信号,其中下标 $j=1,2,\dots,N$ 表示观测信号的通道序号, $T_1, T_2, \dots, T_N$ 表示观测数据的长度,由于它是由若干隐含变量(噪声源)经过某种混合后产生的,要从这 N 个观测信号 $x_j(t)$ 中找出隐含在其中的变量 $s_i(t), i=1,2,\dots,M$,这些隐含变量即是我们要确定的噪声源信号。为解决多变量数据分析问题,通常将它简化为一个线性问题进行处理,这样是为了简化运算便于求解,这在很多实际应用场合是可以满足要求的。

对于大型动力设备,通常也会知道一些关于设备本身的基本信息,因而可以根据盲源分离出来的噪声源声学特性与已知的设备组件相对应,为了更准确地确定降噪方案,根据已经分离出来的噪声源信息,适当简化声源条件以及设备所处环境的复杂程度,用有限元模拟噪声声场,使声场可视化,为降噪方案的制定打下坚实的理论基础。

大型动力设备产生的噪声通常具有频带宽、幅值高的特点，而常见的吸声材料，如玻璃棉，岩棉等吸声材料都是对高频噪声有较高的吸声系数，而对低频的吸声效果并不理想，针对大型动力设备产生的噪声的特点，我们以优质的矿棉板为基材，以我国著名声学专家马大猷院士的穿孔板共振吸声理论为基础，发明了对低频具有较高吸声性能的“宽频带组合式吸声板”，并已获得国家知识产权局专利局的受理。

宽频带组合式吸声板是根据亥姆霍兹共振理论，在具有一定厚度的板材上穿孔并结合一定厚度的空气层可以提高结构对低频噪声的降噪能力。穿孔板可看成是大量短管的并联，如下图所示。

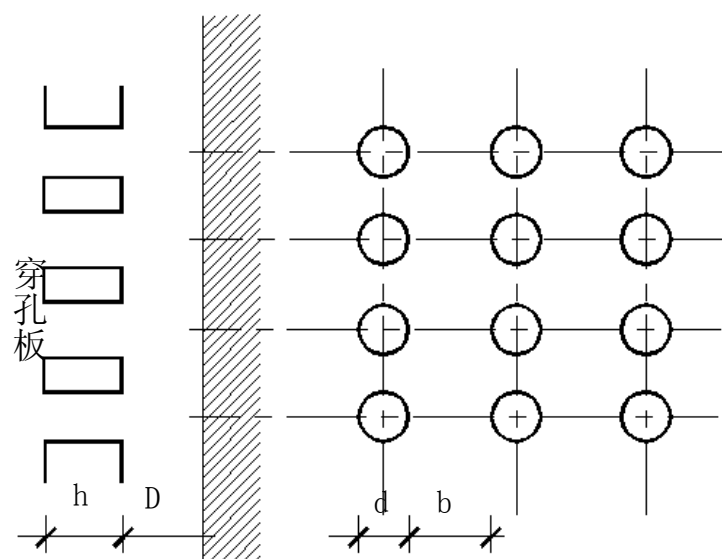


图4 穿孔板共振结构

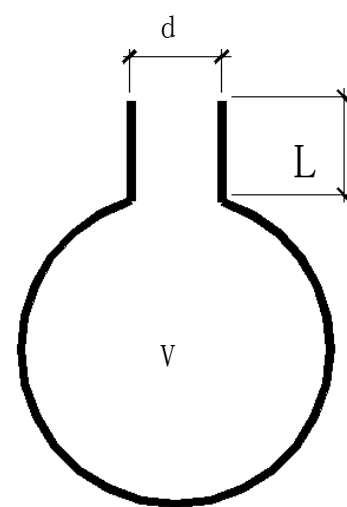


图5 亥姆霍兹共振器原理图

亥姆霍兹共振器是一个密闭的内部为硬表面的容器，通过一个小的开口与外面大气相联系的结构。单个共振器可看成由几个声学作用不同的声学元件所组成，开口管内及管口附近空气随声波而振动，是一个声质量元件。空腔内的压力随空气的胀缩而变化，是一个声顺元

件。而空腔内的空气在一定程度内随声波而振动，也具有一定的声质量。空气在开口壁面的振动摩擦，由于粘滞阻尼和导热的作用，会使声能损耗，它的声学作用是一个声阻。当入射声波的频率接近共振器的固有频率时，孔颈的空气柱产生强烈振动，在振动过程中，由于克服摩擦阻力而消耗声能。反之，当入射声波频率远离共振器固有频率时，共振器振动很弱，因此声吸收作用很小，可见共振器吸声系数随频率而变化，最高吸声系数出现在共振频率处。

当声波入射到赫姆霍兹共振吸声器的入口时，容器内口的空气受到激励，将产生振动，容器内的介质将产生压缩或膨胀变形，根据等效线路图分析，可以得到单个赫姆霍兹共振吸声器的等效声阻抗为：

$$Z_a = R_a + j\omega M_a + \frac{1}{j\omega C_a}$$

式中 Z_a 为声阻抗；

R_a 为声阻；

$M_a = \rho_0 l / S$ 为赫姆霍兹共振吸声器的声质量。

其中 ρ_0 为空气密度， l 为入口管长度， S 入口管面积；

$C_a = V_0 / C_0^2$ 为赫姆霍兹共振吸声器的声顺，其中 V_0 为容器体积。

由上式可以得到单个赫姆霍兹共振吸声器的共振频率 f_0 可由下式求得：

$$f_0 = \frac{c}{2\sqrt{V/L + 0.8d}}$$

穿孔板的吸声机理正是源于此，穿孔板上的孔与后面的空气层正好构

成亥姆霍兹共振体，当入射的噪声频率与穿孔板共振吸声结构的共振频率一致时，消耗的声能最大。考虑到穿孔板是多个亥姆霍兹共振器并联而成，当声波垂直入射时，其共振吸声频率和吸声系数用以下公式计算：

$$f_0 = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{P}{L \cdot 0.8d \cdot D}}$$
$$1 - |R|^2 = \frac{4r}{1 + r^2 + x^2}$$

式中 L-为板的厚度；
D -为板后空气层的厚度；
d -为孔径；
c-为声速；
P -为穿孔率；
R -声压反射系数；
r、 x-共振吸声结构的相对声阻率与相对声抗率，为无量纲量。

共振时，声抗为零，吸声系数为极大值：

$$\alpha_r = \frac{4r}{1 + r^2}$$

由上述公式可知，穿孔板的共振频率和吸声系数与穿孔率 p，孔径 d，穿孔板厚度 h 和空气层厚度 D 有关。由于大型动力设备本身的体积已经很庞大，如果空气层厚度过大，则占用空间过大，这对于结构设计是不利的，因而在实际工程中都要尽量减小空气层的厚度。

在此我们选取穿孔板后空气层厚度均为 50mm，依据上述计算公式编程分别计算在中心频率下的吸声系数，如表 12-4 所示。

表 1 中心频率下的吸声系数

吸声结构参数		中心频率 f（Hz）					
		80	160	315	630	1250	2500
		吸声系数 α					
p=5%	d ₁ =3mm	0.294	0.885	0.959	0.998	0.485	0.318
D=50m	d ₂ =5mm	0.293	0.715	0.833	0.933	0.391	0.220
m	d ₃ =8mm	0.252	0.705	0.399	0.526	0.228	0.215
h=20m	d ₄ =10m	0.122	0.613	0.439	0.370	0.286	0.185
m							
h=20m	p ₁ =2%	0.499	0.787	0.938	0.652	0.326	0.495
m							
d=3mm	p ₂ =3%	0.547	0.664	0.997	0.791	0.226	0.325
D=50m	p ₃ =4%	0.169	0.408	0.855	0.849	0.169	0.317
m	p ₄ =10%	0.132	0.351	0.549	0.363	0.732	0.625
p=3%	h ₁ =10m	0.366	0.564	0.746	0.495	0.291	0.385
	m						
d=3mm	h ₂ =15m	0.581	0.952	0.995	0.692	0.937	0.217
	m						
D=50m	h ₃ =25m	0.447	0.490	0.607	0.456	0.169	0.218

m	m					
	$h = 30m$					
	₄	0.398	0.893	0.648	0.359	0.142
	m					
		0.104				

通过以上计算，选用的穿孔板在 80-630Hz 的频段有很高的吸声性能，但对于高频噪声吸声系数则小于 0.4，因此考虑将不同的吸声结构复合。复合吸声结构通常有两类：一是双层穿孔板复合；二是穿孔板与多孔吸声材料复合。由于穿孔板在低中频率的吸声效果很好，而在高频吸声效果不佳，因此可采用了在高频带区具有良好吸声性能的超细玻璃棉和穿孔板复合。

吸声材料与穿孔板的复合有多种方式，出于增加穿孔板空腔内声阻的考虑，将吸声材料紧贴穿孔板放置，如图 6 所示：

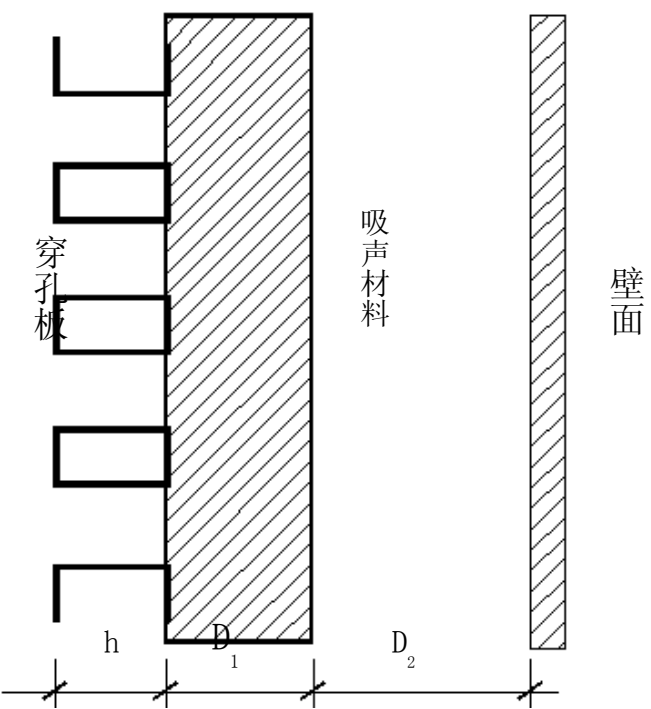


图 6 复合吸声结构的布置方式

上面的这种复合吸声结构已经在东北制药总厂的噪声治理工程中得到应用，效果十分明显，平均降噪量在十分贝以上，而且对于具有多个低频噪声幅值较高的情况，我们采取具有不同孔径的穿孔板共振吸声结构，这种结构也在实际中得到应用，效果更佳。

降噪工程中的隔声构件通常采用的是阻尼漆加钢板的组合方式，隔声量主要取决于材料的面密度，钢板越厚，隔声量越大，但随之也产生了很多问题，如钢板越厚，造价越高，现场施工越困难，而且阻尼漆涂层越厚。兼顾到降噪效果、工程造价和施工等因素，我们发明了新型的“阻尼隔声板”，已获得国家知识产权局专利局的授权，在相同的隔声量下，这种阻尼隔声板的重量要远低于阻尼漆加钢板的结构，而且由于减少了板的厚度，大大降低了施工的难度和工程造价。隔声材料有很多种，如金属板、实心墙体、木版等等，通常用隔声量来评价隔声材料或构件的隔声性能，计算公式：

$$R = 10 \lg \frac{1}{\tau}$$

式中 R — 隔声量，dB；

τ — 隔声材料或构件的透射系数。

对于单层均质板材，隔声量经验公式是：

$$R = 16 \lg M - 14 \lg f - 29$$

式中 R — 隔声量；

M — 板的面密度 (kg/m^2)

f — 入射声波的频率 (Hz)

由于单层均质材料容易受到低频共振和高频吻合效应的影响而降低降噪效果，因而多在单层均质材料上加一层阻尼材料来降低低频共振频率和提高高频吻合频率，即使主要的降噪频带远离低频共振区和高频吻合效应区。为了得到较高的隔声量，通常使用的均质材料钢板厚度太大，2mm 以上，非常不利于加工，而且造价高，因而我们采用了

厚度小于 1mm 的钢板为基材，加阻尼层，加厚度小于 10mm 的石膏板的阻尼隔声结构，如图所示：

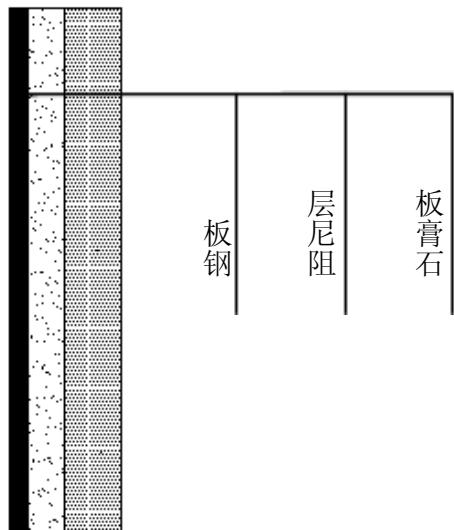


图 7 阻尼隔声结构

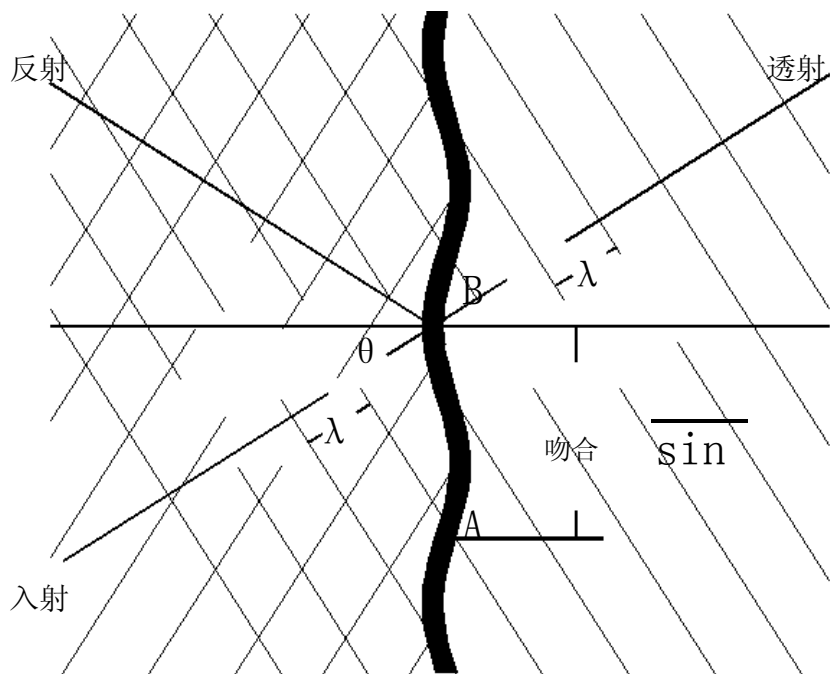


图 8 吻合效应原理图

单层均质的隔声材料或结构的共振频率与结构的大小、厚度、弹性模量和面密度等有关，共振频率 f_r 计算式：

$$f_r = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{B}{M} \left(\frac{n^2}{l_x^2} + \frac{m^2}{l_y^2} \right)}$$

式中 B 一板的刚度， $B = \frac{1}{12} E h^3$ ， $N \cdot m$ ；

E 一材料的弹性模量， Pa ；

h 一板的厚度， m ；

M 一板的面密度， kg/m^2 ；

l_x 一板的长度， m ；

l_y 一板的宽度，m。

以厚度为 0.08mm 的钢板和 9mm 石膏板为例：

钢板：E = 2.1 × 10¹¹ Pa

M = 7900/1000 = 0.8 6.32kg/m²

$l_x = 3m, l_y = 1.2m, m = n = 10$

所以共振频率：

$$f_r = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{B}{M} \left(\frac{n^2}{l_x^2} + \frac{m^2}{l_y^2} \right)} = \frac{3.14}{2} \sqrt{\frac{8.97}{6.32} \frac{10^2}{9} + \frac{10^2}{1.44}} = 1.87 \sqrt{\frac{10^2}{4} + \frac{10^2}{1}} = 21\text{Hz}$$

石膏板：E = 1.9 × 10⁹ Pa

M = 9kg/m²

$l_x = 3m, l_y = 1.2m, m = n = 10$

所以共振频率：

$$f_r = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{B}{M} \left(\frac{n^2}{l_x^2} + \frac{m^2}{l_y^2} \right)} = \frac{3.14}{2} \sqrt{\frac{115.425}{9} \frac{10^2}{9} + \frac{10^2}{1.44}} = 5.62 \sqrt{\frac{10^2}{9} + \frac{10^2}{1.44}} = 47.2\text{Hz}$$

由计算结果看，两种材料的共振频率都比较低，完全可以避开吸声降噪的主要频带，这在已经成功的噪声治理案例中得到验证。

吻合效应的产生是由于均质结构都具有一定的弹性，在声波的激发下会产生受迫弯曲振动，并沿着板前进。当在某一频率，板中的弯曲波波长 λ_B 恰好等于空气中入射声波波长 λ 在板上的投影，如图，板上的两波发生了共振，产生了波的吻合，此时板的运动与空气中声波的运动达到高度耦合，声能大量透射过隔声结构。出现耦合的最低频率（ $\lambda/2$ ）称为临界频率，用 f_c 表示，计算公式：

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/055214203240012010>